

Vysoká škola báňská

Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Návrh výkonové řady kondenzátorů

Proposal of the tube condenser

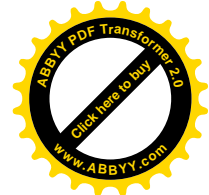
Vedoucí diplomové práce:

Prof. ing. Pavel Kolat, DrSc.

Diplomant:

Bc. Přemysl Ondráš

Ostrava 2009

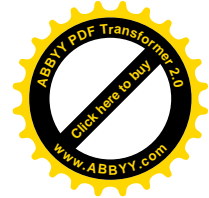


Prohlášení diplomanta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
Podpis diplomanta



Prohlašuji, že:

Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále je VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst.3).

Souhlasím s tím, že elektronická forma mé diplomové práce bude uložen v databázi Ústřední knihovny VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst.4 autorského zákona.

Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

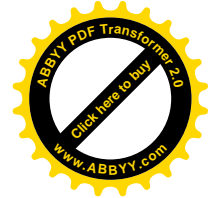
V Ostravě

.....

Přemysl Ondráš

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

Bc. Přemysl Ondráš
Vésky 17
68601 Uherské Hradiště



ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Ondráš P.: Návrh výkonnové řady kondenzátorů
VŠB - TU Ostrava, katedra energetiky 361, 2009, 53 s.
Diplomová práce, vedoucí: Prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Diplomová práce se zabývá problematikou výpočtu tepelných výměníků. První část popisuje základní druhy tepelných výměníků. Druhá část zahrnuje jejich problematiku výpočtu. Ve třetí části se popisuje brýdová pára a systémy kondenzace.

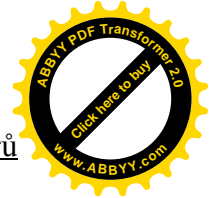
Cílem mé diplomové práce je návrh trubkového kondenzátoru brýdových par, u kterého provádím výpočet kombinovaného přestupu tepla a výpočet základních rozměrů. Práce je doplněna o výpočet chladícího výkonu na základě vstupních parametrů v programu MS Excel.

ANNOTATION OF A THESIS

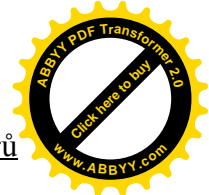
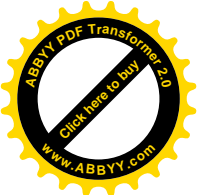
Ondráš P.: Propsal of the tube condenser
VŠB - TU Ostrava, Department of Energetic 361, 2009, 53 p,
Thesis head: Prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

The thesis deals with the issue calculation of the condensers. The first part of thesis describes the basic type of the the condensers. The second part of the thesis embodies the question of their calculation. In third part of the thesis the waste vapour and condensation system are being described.

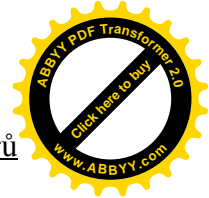
The goal of my thesis is the project of the piped condenser of waste vapours on tubular which I do the calculation of the combined heat transfer and calculation of the basic proportions. The thesis is amended with the calculation of the cooling output based on the input parameters created in MS Excel.



1.	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK.....	9
2.	ÚVOD.....	12
3.	TEPELNÉ VÝMĚNÍKY, ZÁKLADNÍ DĚLENÍ	13
3.1.	DRUHY VÝMĚNÍKŮ.....	15
3.1.1.	Deskové výměníky.....	15
3.1.2.	Spirálové výměníky.....	16
3.1.3.	Trubkové výměníky	16
4.	ZÁKLADNÍ VÝPOČETNÍ VZTAHY TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ	18
4.1.	TEORIE PODOBNOSTI.....	22
4.1.1.	Základní hydrodynamická kritéria.....	22
4.1.2.	Základní termokinetická kritéria	23
4.2.	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA PRO PROUDĚNÍ V KANÁLECH	23
4.2.1.	Přestup tepla při laminárním proudění v kruhovém kanálu.....	24
4.2.2.	Přestup tepla v kruhovém kanálu při turbulentním proudění.....	26
4.3.	SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA PŘI VNĚJŠÍM OBTÉKÁNÍ TĚLES.....	29
4.3.1.	Přestup tepla na desce	29
4.3.2.	Přestup tepla při příčném obtékání válce.....	31
4.3.3.	Přestup tepla při příčném obtékání svazku trubek.....	34
5.	PRINCIP KONDENZÁTORU BRÝDOVÝCH PAR	38
5.1.	BRÝDOVÁ PÁRA.....	38
5.2.	PROČ MUSÍ KONDENZACE PROBÍHAT UVNITŘ TRUBEK	39
5.3.	SYSTÉMY KONDENZACE	39
5.3.1.	Pomocí vzduchových kondenzátorů.....	40
5.3.2.	Pomocí vodních kondenzátorů	40
6.	VODNÍ KONDENZACE	42
6.1.	ZVOLENÉ HODNOTY KONDENZÁTORU	42
6.2.	VÝPOČET SOUČinitele TEPLA BRÝDOVÁ PÁRA – STĚNA V SEKCI I.....	43
6.3.	VÝPOČET SOUČinitele PŘESTUPU TEPLA CHLADÍCÍ VODA – STĚNA V I. SEKCI	46
6.4.	VÝPOČET SOUČinitele TEPLA BRÝDOVÁ PÁRA – STĚNA V SEKCI II.	48
6.5.	VÝPOČET SOUČinitele PŘESTUPU TEPLA BRÝDOVÝ KONDENZÁT–STĚNA V II. SEKCI.....	49
6.6.	HYDRAULICKÉ ZTRÁTY	51
7.	VÝPOČET V PROGRAMU MS EXCEL.....	54



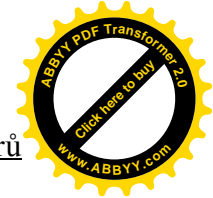
8.	ZÁVĚR.....	55
9.	POUŽITÁ LITERATURA.....	56
10.	PŘÍLOHY.....	57



1. Seznam použitých značek

Písmena latinské abecedy

a	[m ² /s]	součinitel teplotní vodivosti
b	[m]	šířka
C _p	[J/kg]	měrná tepelná kapacita
d	[m]	průměr
D	[m]	vnitřní průměr
D _{AB}	[m ² /s]	součinitel molekulární difuze složky A do B
D _{c40}	[m]	celkový průměr trubek v I. Sekci
D _{c120}	[m]	celkový průměr trubek v II. Sekci
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
i	[J/kg]	intenzita turbulence
j _i	[kg/m ² *s]	hustota hmotnostního difúzního toku složky i
k	[W/m ² *K]	součinitel prostupu tepla
l	[J/kg]	skupenské teplo vypařování
L	[m]	délka
m	[kg/s]	hmotnostní tok
m _p	[kg/s]	hmotnostní tok páry
n	[kg/m ² *s]	hustota molárního toku
N _{tr}	[-]	počet trubek
p	[Pa]	tlak
P _{zm}	[Pa]	tlakové ztráty místní
P _{zc}	[Pa]	tlakové ztráty celkové
P _{zp}	[Pa]	tlakové ztráty v páře
P _{zv}	[Pa]	tlakové ztráty v chladicí vodě
P _{zt}	[Pa]	tlakové ztráty třením
Q _{Isekce}	[W]	chladicí výkon sekce I
Q _{IIsekce}	[W]	chladicí výkon sekce II
Q _{celkove}	[W]	chladicí výkon celkový
Q _{bmax}	[kg/hod]	max. hodnota odparu brýdových par
q	[W/m ²]	hustota tepelného toku
r	[kJ/kg]	výparné teplo
r	[m]	poloměr
S	[m ²]	průtočná plocha přívodního potrubí
S ₁	[m ²]	celková plocha



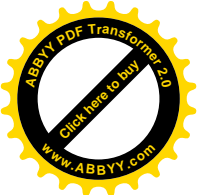
S_{nejm}	$[m^2]$	nejmenší průtočný průřez
S_p	$[m^2]$	celková průtočná plocha
S_{pr}	$[m^2]$	průtočná plocha
S_{tr}	$[m^2]$	plocha trubek
S_v	$[m^2]$	plocha kruhové výseče
s_1	$[m]$	podélná rozteč trubek
s_2	$[m]$	příčná rozteč trubek
T_t	$[K]$	teplota tekutiny
T_s	$[K]$	teplota na povrchu
t	$[K]$	teplota
t	$[m]$	šířka kruhové výseče
t_s	$[K]$	střední teplota teplosměnné plochy
t_{str}	$[K]$	aritmetická teplota tekutiny
V	$[m^3/s]$	objemový průtok
V_{max}	$[m/s]$	max. rychlost brýdových par
V_l	$[m/s]$	rychlost chladící vody
v_k	$[m/s]$	rychlost kondenzátu
v_p	$[m/s]$	rychlost páry
v_t	$[m/s]$	rychlost v tahu
$v_{x,y,z}$	$[m/s]$	fluktační rychlosti

Písmena řecké abecedy

α	$[W/m^2 \cdot K]$	součinitel přestupu tepla
ε	$[-]$	opravný koeficient
η	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
λ	$[W/m \cdot K]$	součinitel tepelné vodivosti
ρ	$[kg/m^3]$	hustota
ρ_p	$[kg/m^3]$	hustota syté páry
ν	$[m^2/s]$	kinematická viskozita
ψ	$[-]$	mezerovitost
Λ	$[-]$	součinitel tření

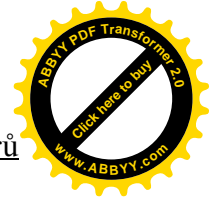
Bezrozměrná kritéria

Ar	Archimédovo kritérium
Eu	Euleroovo kritérium
Gr	Grashofovo číslo
Le	Lewisovo číslo
Pe	Pécletovo číslo
Pr	Prandtlovo číslo
Pr_a	Prandtlovo číslo vzduchu



Re
Sc

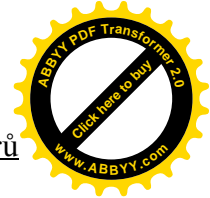
Reynoldsovo číslo
Schmidtovo číslo



2. Úvod

V energetice výměníky tepla slouží především k ohřevu pracovní látky (ohřev vzduchu parou, spaliny či horkou vodou), chlazení pracovní látky (např. chlazení oleje...), ke kondenzaci páry (zkapalnění páry vodou nebo vzduchem) a k její výrobě, a v neposlední řadě k využití odpadního tepla.

Práce je rozdělena do tří hlavních částí. V první části je proveden obecný úvod o tepelných výměnících – základní dělení, typy tepelných výměníků a princip funkce. Druhá část obsahuje problematiku výpočtu tepelných výměníků. V následující části řeším problematiku brýdových par a způsobů jejich kondenzace včetně výběru vhodné varianty, spolu s výpočtem a projekčním návrhem zvolené varianty a výpočtem hydraulických ztrát. Poslední část obsahuje kontrolní výpočet v programu MS Excel, kde můj výpočet se soustřeďuje na 1MW chladicího výkonu.



3. Tepelné výměníky, základní dělení

Podle způsobu předávání tepelné energie dělíme výměníky na

- směšovací
- povrchové

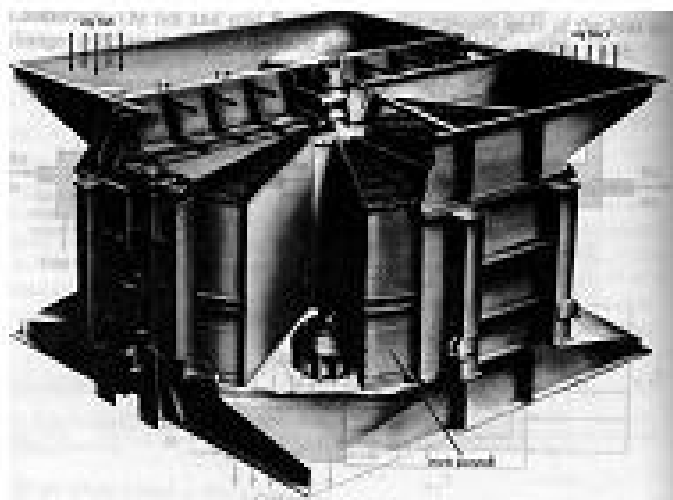
Směšovací, kde se ohřívaná a ohřívající látka přímo stýkají a tím dojde k jejich směšování. Zúčastněné látky se nedají již po teplosměnném pochodu oddělit. Přenos tepla se nejčastěji uskutečňuje mezi kapalinou a vzdušinou a při tomto ději lze využívat i výparné teplo kapaliny.

Povrchové lze rozdělit podle pracovního pochodu do tří hlavních skupin: regenerativní, rekuperativní, tepelné trubice.

Regenerátory – teplosměnná plocha (stěny výměníku) je střídavě omývána teplonosnou látkou (např. tekutinou) ohřívající a ohřívanou, tzn. teplou a chladnou tekutinou. Teplosměnný pochod se dělí na dvě fáze: v první fázi teplá tekutina (ohřívající látka) předává teplo regenerátoru, v druhé fázi jej pak regenerační výměník předá chladnější tekutině (látce ohřívané). Regenerátory mohou být rotační nebo statické (nepohyblivé).

Rotační mají absorbuující vrstvu (keramickou výplň), která je uložena v otáčejícím se bubnu. Jednou jeho polovinou protéká ve směru osy bubnu horký proud a druhou polovinou studený vzduch.

Tyto rotační regenerační tepelné výměníky (obr. 1) se zpravidla používají pro plyny (např. i pro přehřev vzduchu ve spalovacích turbínách).



Obr.č. 1 Regenerační tepelný výměník

Tento typ výměníku je tvořen rotorem z profilovaných plechů. Rotor je vestavěn do uzavřeného prostoru, rozděleného a současně utěsněného sektorovými deskami na spalínovou a vzduchovou část. Je řazen jako poslední teplosměnná plocha u teplárenských kotlů a slouží jako ohřívák nasávaného vzduchu.[6]

Statické regenerační výměníky mají jeden nebo více absorbérů tepla, kterými střídavě protéká chladné a teplé médium (plyn).

Rekuperátory – je pro ně typické, že obě dvě proudící látky jsou od sebe vzájemně odděleny teplosměnnou plochou. K přenosu tepla tedy dochází při současném průtoku obou teplotních látek pomocí stěny výměníku z látky teplé na chladnou. V teplárnách a výtopnách se většinou používají rekuperační výměníky a to hlavně pro ohřev TUV a vytápění.

Rekuperační výměníky lze dále rozdělit podle směru proudění na:

- Souproudé
- Protiproudé
- křížové

- **souproud** – směr os obou proudů medií je totožný, tak jako směr jejich toků

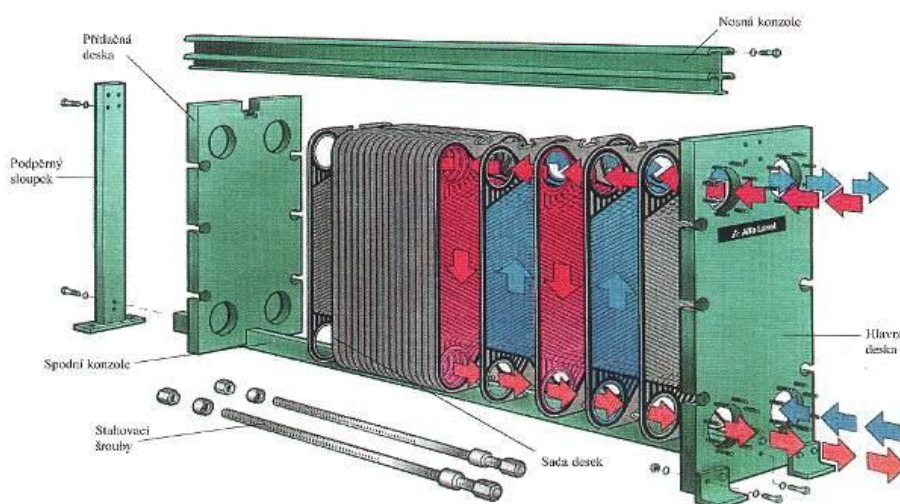
- **protiproud** – směr os obou médií je také shodný, ale směr jejich toků je opačný
- **křížové** – osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají pravý úhel
- **kombinované** – kombinace výše uvedených typů
- **tepelné trubice** – k přenosu tepla dochází při fázových změnách

3.1. Druhy výměníků

3.1.1. Deskové výměníky

Deskové výměníky se vyrábí již dlouhou řadu let, přesněji od 20. let minulého století (firma Alfa Laval). Z počátku se jednalo o velmi jednoduchá zařízení, která byla zpravidla používána pouze v potravinářském průmyslu.

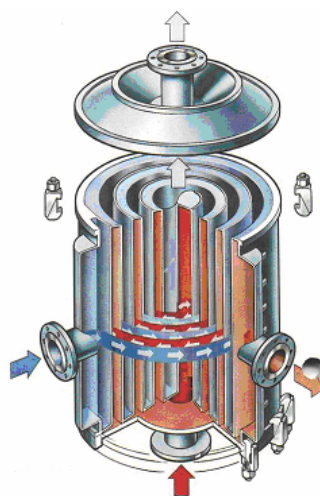
S postupem doby a vývojem nových technologií ani deskové výměníky nezůstaly v pozadí a byly neustále inovovány, aby splnily kladené požadavky, neboť jsou to právě výměníky deskové, které mají oproti jiným výměníkům zcela nepřehlédnutelnou řadu výhod (velikost, hmotnost, vyšší součinitel prostupu tepla, nižší provozní náklady)



Obr.č. 2 Deskový výměník tepla

3.1.2. Spirálové výměníky

Oproti výměníkům trubkovým můžeme spirálové výměníky (obr.3) prakticky řadit mezi kategorii deskových výměníků. Jedná se také o výměníky, v nichž zpravidla proudí dvě média (obvykle v protiproudu) ve spirálově zahnutých kanálech. Zakřivení kanálů zvyšuje intenzitu přestupu tepla. Dalšími výhodami jsou nízké tlakové ztráty a minimální sklon k zanášení. Proto je tento typ deskového výměníku vhodný především pro zpracování (ohřev) vláknitých materiálů (např. potravinářský průmysl).



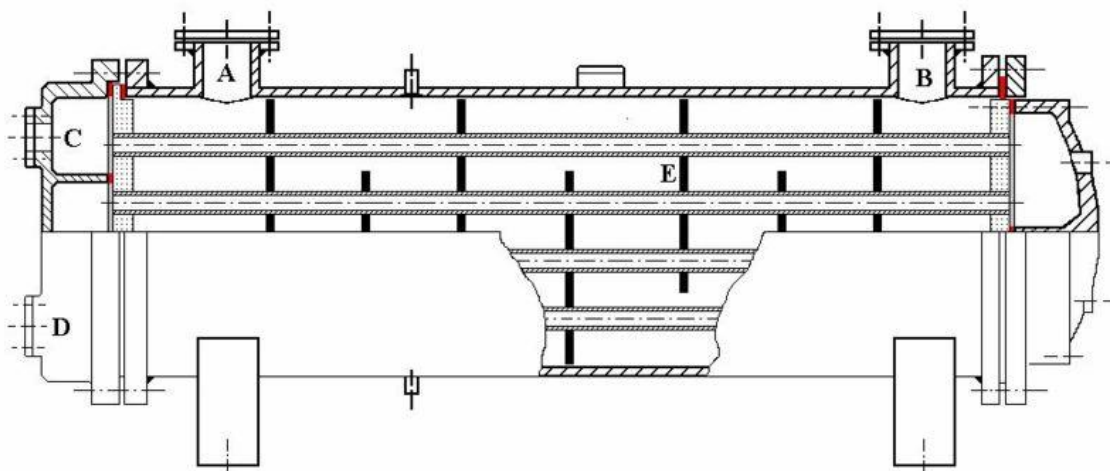
Obr.č. 3 Spirálový výměník tepla

3.1.3. Trubkové výměníky

Trubkový výměník je takový (obr.4), u kterého teplosměnnou plochu tvoří trubky. Ohřívající látka může proudit uvnitř nebo vně trubek. Plášť trubkového výměníku je většinou tvořen nádobou ve tvaru válce se dvěma klenutými dny. V plášti jsou pak otvory pro vstup a výstup ohřívající a ohřívané látky, přičemž jedna teplotonosná látka proudí svazkem trubek v jednom směru a druhá teplotonosná látka pak protéká mezitrubkovým prostorem ve směru opačném. K přenosu tepla tedy dochází mezi oběma látkami prostupem tepla přes stěnu trubek.

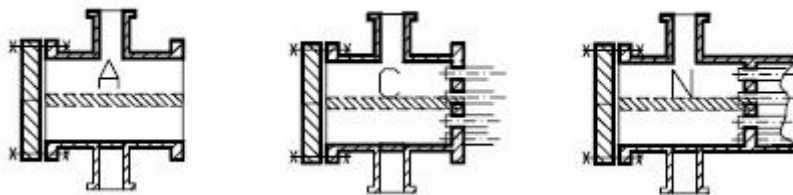
Trubky se vyrábějí z různých materiálů, pro topenářské účely se zpravidla používá měď, mosaz nebo nerezová ocel. Průměr trubek bývá u starších typů výměníků

16-22 mm. U nových typů bývá průměr zpravidla menší, neboť se zmenšováním průměru trubek se totiž zlepšuje přestup tepla.

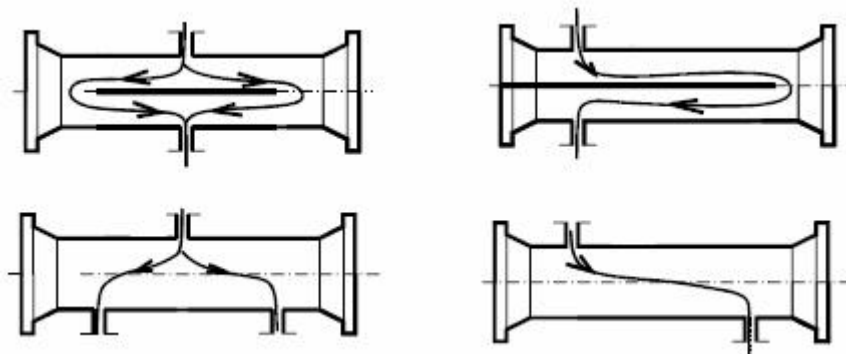


Obr.č 4 Trubkový výměník tepla

Základní konstrukční varianty jsou označovány dle standardu TEMA (Tubular Exch. Manuf. Associac.) písmeny A až W. Varianta A označuje přední komoru s přišroubovaným víkem a přírubou, na niž navazuje *trubkovnice* (kruhová deska s otvory, do nichž jsou zavařeny nebo zaválcovány trubky). U varianty C je trubkovnice integrální částí komory a u N dokonce integrální částí pláště (na obrázku nejsou uvedena všechna provedení, např. komora B je stejná jako A, jenomže nemá odnímatelné víko).



Obr.č. Základní konstrukční varianty přední komory



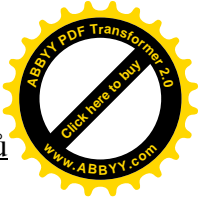
Obr.č. Možnosti typu proudění

4. Základní výpočetní vztahy tepelných výměníků

Výpočty výměníků tepla představují komplexní úlohu, která se sestavuje ze tří základních samostatných výpočtů: výpočtu tepelného, hydraulického a pevnostního. Cílem hydraulického výpočtu je stanovení hydraulického odporu proudícího média výměníkem a z toho vyplývající návrh stojů zajišťujících jeho průtok.

Z pohledu pevnostního výpočtu představují výměníky tlakové stabilní nádoby. Většina výpočtových postupů je uvedena v normách. Pro případ atypických návrhů, pro které nejsou v normách uvedeny výpočtové podklady, je nutné vycházet z teorie pružnosti a výsledky výpočtů případně i experimentálně ověřovat. V současné době, kdy je možné použít pro návrh výpočetní techniku, je možné zlepšovat vlastnosti výměníků minimalizací tlakových jevů, jako jsou například dynamické účinky proudů či periodické oddělování vírů a tím způsobené rezonance soustav.

Z funkčního hlediska má největší význam tepelný výpočet. Tepelný výpočet může mít charakter buď konstrukční nebo kontrolní. V případě konstrukčního výpočtu je návrh velikostí a uspořádání teplosměnných ploch tak, aby při daných průtocích a teplotách média zajišťovali potřebný tepelný výkon. U již provozovaného tepelného výměníku se používá kontrolní výpočet, který slouží k stanovení dosahovaných parametrů. Sestavení matematického modelu výměníku je i při dnešních možnostech výpočetní techniky obtížnou záležitostí, neboť se obecně jedná o soustavu parciálních diferenciálních rovnic skládající se z rovnice kontinuity, energetické a pohybové rovnice, které můžeme psát ve tvaru:



$$\frac{D\rho}{Dt} = -\rho(\nabla * \vec{w}) \quad (4.1)$$

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -(\nabla * \vec{q}) - p(\nabla * \vec{w}) - (\vec{\tau} : \nabla \vec{w}) \quad (4.2)$$

$$\rho \frac{D\vec{w}}{Dt} = -\nabla p - [\nabla * \vec{\tau}] + \rho \vec{g} \quad (4.3)$$

Navíc je nutné tyto rovnice doplnit příslušnými okrajovými a počátečními podmínkami a uvažovat i další vlivy, jako je například stav teplosměnné plochy. Pro praktické výpočty je proto vhodné a postačující použít Newtonova vztahu ve tvaru:

$$Q = \alpha * S * \Delta T \quad (4.4)$$

Kde S je charakteristická plocha, ΔT je charakteristický rozdíl teplot a α je součinitel přestupu tepla. V součiniteli přestupu tepla α je zahrnuta veškerá termokinetická problematika při přestupu tepla mezi teplosměnnou plochou a tekutinou, jako například vlastnosti tekutiny $(\lambda, \rho, c_p, \eta)$ tvar systému, rychlost proudění, rozdíl teplot, nebo rozdělení teplot u povrchu. Součinitel α je definován jen pro dohodnuté S a ΔT . Pro proudění v kanálech a proudění kolem ponořených těles se obvykle používají následující definice koeficientu přestupu tepla.

Jako příklad proudění v kanálech uvažujeme tekutinu, která proudí trubkou kruhového průřezu o průměru D . stěna trubky o délce L je zahřívána a teplota $T_s(x)$ vnitřního povrchu stěny trubky se na úseku L mění. Teplota tekutiny T_t stoupne v ohřívaném úseku z T_{t1} na T_{t2} (obr.5) V odborné literatuře se pro tento případ objevují tři definice součinitele přestupu tepla:

- Pro α_1 vztažené na počáteční rozdíl teplot

$$Q = \alpha_1 (\pi * D * L) (T_{s1} - T_{t1}) \quad (4.5)$$

- Pro α_a vztažené na aritmetický střed rozdílů teplot na dvou koncích v systému

$$Q = \alpha_a (\pi DL) \frac{(T_{s1} - T_{t1}) + (T_{s2} - T_{t2})}{2} \quad (4.6)$$

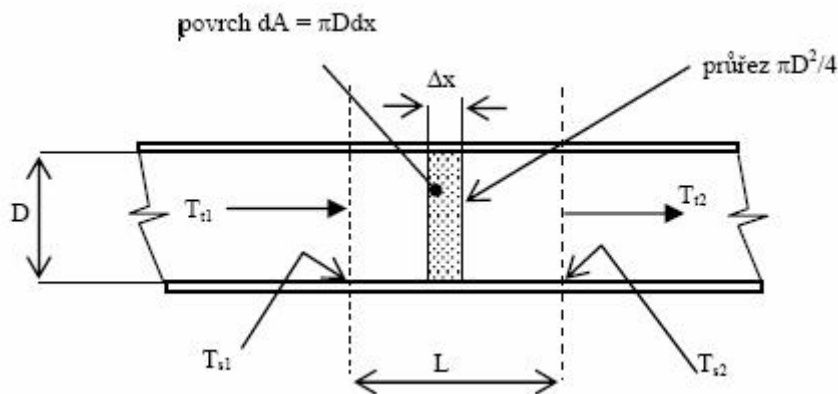
- Pro α_{ln} vztažené na logaritmický střed rozdílů teplot na dvou koncích systému

$$Q = \alpha_a * (\pi * D * L) * \frac{(T_{s1} - T_{t1}) + (T_{s2} - T_{t2})}{\ln \frac{T_{s1} - T_{t1}}{T_{s2} - T_{t2}}} \quad (4.7)$$

V případě, že neznáme rozdělení teplot nebo mění-li se vlastnosti tekutiny podél trubky, je výhodné definovat α v diferenciálním tvaru

$$dQ = \alpha_{loc} (\pi D dx) (T_s - T_t) \quad (4.8)$$

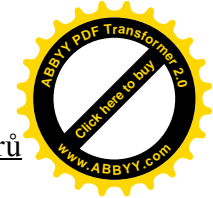
kde dQ je množství tepla předané na úseku délky dx , $(T_s - T_t)$ je místní rozdíl teplota α_{loc} je místní součinitel přestupu tepla.



Obr.č. 5 Trubka kruhového průřezu

Jako příklad proudění kolem ponořeného tělesa je možné uvést případ obtékání tekutiny kolem koule o poloměru R a teplotě povrchu T_s . Teplota přitékající tekutiny je T_∞ . Střední součinitel přestupu tepla se definuje jako :

$$Q = \alpha (4\pi R^2) (T_s - T_\infty) \quad (4.9)$$



Místní koeficient je možné definovat jako:

$$dQ = \alpha_{loc}(dS)(T_s - T_\infty) \quad (4.10)$$

V případě sledování sdílení mezi dvěma tekutinami oddělenými jednoduchou nebo vrstvenou stěnou je účelné zavést koeficient prostupu tepla k , v kterém je zahrnut vliv všech tepelných odporů, kterými musí sdílené teplo procházet. Pro válcovou stěnu o vnitřním průměru d_u a vnějším d_v složenou z j vrstev o tepelné vodivosti λ_j , která je obtékána tekutinami s průměrnými teplotami T_u a T_v , se součinitel prostupu tepla vztahený na vnitřní povrch počítá podle vztahu:

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_u} + \frac{d_u}{d_v} * \frac{1}{\alpha_v} + \frac{d_u}{2} * \sum \frac{1}{\lambda_j} * \ln\left(\frac{d_j}{d_j} - 1\right)} \quad (4.11)$$

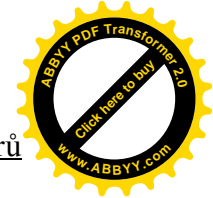
$$dQ = k_u (\pi d_u dx)(T_u - T_v) \quad (4.12)$$

Pro rovinnou stěnu o j -vrstvách materiálu o tepelné vodivosti λ_j a tloušťce δ_j obtékanou tekutinami o průměrných teplotách T_1 a T_2 :

$$k_{st} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.13)$$

$$dQ = k_{st} (dS)(T_1 - T_2) \quad (4.14)$$

Vzhledem k již dříve naznačené obtížnosti řešení diferenciálních rovnic proudění tekutiny a přenosu tepla se v technické praxi používá pro určení součinitele přestupu tepla α *teorie podobnosti*, jejíž aplikace umožňuje přenášení empiricky určených hodnot součinitele přestupu tepla α na děje hydrodynamicky, termokineticky a geometricky podobné.[1]



4.1. Teorie podobnosti

Fyzikální děje, které jsou matematicky popsány rovnicemi stejného tvaru a obsahu a mají stejná kritéria podobnosti, označujeme jako děje podobné. Kritéria podobnosti jsou bezrozměrné výrazy, charakterizující podobnost geometrickou, hydrodynamickou a termokinetickou. Geometrická podobnost je tvořena poměrem charakteristických rozměrů pro teplosměnnou plochu. Hydrodynamická podobnost vyjadřuje podobnost volného a nuceného proudění tekutiny a vychází z rozboru pohybové rovnice proudění (4.3) a rovnice kontinuity (4.1). Úpravou z těchto rovnic dostáváme základní hydrodynamická kritéria

4.1.1. Základní hydrodynamická kritéria

- **Reynoldsovo** - vyjadřující poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření

$$Re = \frac{w^* l}{\nu} \quad (4.1.1)$$

- **Grashofovo** - vyjadřující poměr sil vztlkových, setrvačných a třecích a je určujícím kritériem pro volné proudění

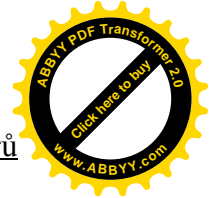
$$Gr = \gamma \Delta T \frac{g^* l^3}{\nu^2} \quad (4.1.2)$$

- **Archimedovo** – jako poměr sil vztlkových, setrvačných a třecích při kondenzaci páry

$$Ar = \frac{\rho - \rho''}{\rho} \frac{g^* l^3}{\nu^2} \quad (4.1.3)$$

- **Eulerovo** – jako poměr tlakových a setrvačných sil při proudění tekutiny

$$Eu = \frac{\Delta p}{g^* w^2} \quad (4.1.4)$$



4.1.2. Základní termokinetická kritéria

Termokinetická podobnost vyjadřuje podobnost přenosu tepla mezi stěnou a proudící tekutinou. Termokinetická podobnost vychází z rozboru energetické rovnice (4.2) a z rovnice vyjadřující rovnost tepelných toků konvekcí a kondukcí v tekutině

$$\alpha \Delta T = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \quad (4.1.5)$$

- **Nusseltovo** – pro poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě tekutiny

$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda} \quad (4.1.6)$$

- **Pécletovo** – vyjadřující poměr sdílení tepla vedením a prouděním tekutiny

$$Pe = \frac{c * l}{a} \quad (4.1.7)$$

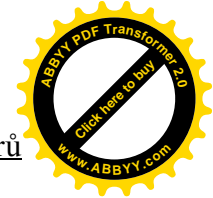
- **Prandtlovo** – vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.1.8)$$

S využitím uvedených kritériálních čísel jsou výsledky měření prováděné na laboratorních modelech převáděny do tzv. kritériálních rovnic. Tyto rovnice se pak užívají při řešení přenosu tepla konvekcí. Nedílnou součástí každé kritériální rovnice jsou intervaly platnosti rovnice a určující teplota pro výpočet termofyzikálních veličin dosazovaných do kritériálních čísel.[2]

4.2. Součinitel přestupu tepla pro proudění v kanálech

Je zřejmé, že správné určení součinitele α hraje významnou roli pro správnost a přesnost výpočtu tepelného výkonu výměníku. V odborné literatuře je uvedeno velké množství různých kritériálních rovnic popisujících jak proudění v kanálech různých



provedení, tak obtékání těles různých tvarů. Pokud nebude uvedeno jinak je součinitel přestupu tepla α vztažen na střední logaritmický teplotní spád podle (4.7). Střední teplotu kapaliny pro určení fyzikálních vlastností je možné přibližně počítat podle vztahu :

$$\bar{t} \approx \bar{t}_{st} - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{\bar{t}_{st} - t_1}{\bar{t}_{st} - t_2}} \quad (4.2.1)$$

kde t_{st} značí střední teplotu teplosměnné plochy.[3]

4.2.1. Přestup tepla při laminárním proudění v kruhovém kanálu

Řešení úloh pro sdílení tepla v kanálech s konstantní teplotou stěny je s přibližností vyhovující praktickým výpočtům možno vyjádřit podle [3] jednoduchými vzorci ve tvaru (pro : $Re < 2300$; $Pr \cdot Gr < 5 \cdot 10^5$),

Pro $Pe \cdot D / L > 12$

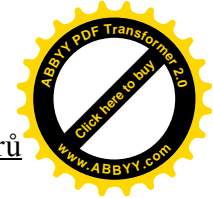
$$Nu = 1,61 \cdot \left(Pe \frac{D}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.2.2)$$

Pro $Pe \cdot D / L < 12$

$$Nu = 3,66 \quad (4.2.3)$$

Vlivem počáteční oblasti a velikosti volné konvekce (vyjádřeno velikostí Grashofova čísla), jsou skutečné hodnoty vyšší. Vliv změny vazkosti v závislosti na teplotě je možno zohlednit pomocí součinitele

$$\varepsilon_t = \left(\frac{\mu_0}{\mu_{st}} \right)^{0,14} \quad (4.2.4)$$



Pro případ proudění, kdy není možné zanedbat vliv viskózních a gravitačních sil je možné α počítat podle ($Re < 2300$; $0,5 < Pr < 12$; $Pr \cdot Gr < 3,6 \cdot 10^6$):

$$Nu = (0,74 * \varepsilon_1 * Pe^{0,2} + k * (\gamma * \nu)^{0,02} * (Pr + Gr)^{0,1} \quad (4.2.5)$$

Součin $\gamma * \nu$ je možné určit ze vztahu:

$$\gamma * \nu = \frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho_0} \quad (4.2.6)$$

Kde ρ_0 odpovídá hustotě při teplotě $T_0 = 273,15 K$

L/D	1	2	5	10	20	30	40	50
ε_1	1,90	1,70	1,44	1,28	1,13	1,05	1,02	1,00

Tab. č. 1

Určující teplotou je aritmetická teplota tekutiny vypočtená podle:

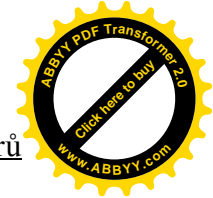
$$t_{str} = \frac{t_{st} + \bar{t}}{2} \quad (4.2.7)$$

Součinitel přestupu tepla pro laminární proudění v kruhovém kanálu je také možné počítat podle [L-4] ($Re < 2320$; $0,1 < Re \cdot Pr \cdot D/L < 10^4$; $0,1 < Pr/Pr_{st} < 10$) :

$$Nu = \left[\frac{0,19 * (Re * Pr * y_1)^{0,8}}{1 + 0,0117 * (Re * Pr * y_1)^{0,467}} \right] * y_2 \quad (4.2.8)$$

$$\text{kde: } y_1 = D / L \quad (4.2.9)$$

je součinitel zohledňující vliv nátoky pracovní látky do trubky $y_2 = (Pr/Pr_{st})^{0,11}$ je součinitel zohledňující změnu látkových vlastností kapaliny v mezní vrstvě (bez ohledu na směr tepelného toku). Pro plyny $y_2 = 1$. Určující teplota se vypočítá podle (4.2.7).



4.2.2. Přestup tepla v kruhovém kanálu při turbulentním proudění

Přestup tepla při turbulentním proudění v kruhovém kanálu je stabilizován při $L/D \geq 50$. Pro menší hodnotu tohoto poměru je třeba hodnotu Nu vynásobit koeficientem ϵ_L , jehož hodnota je uvedena v tabulce č. 2.

	L/D	1	2	5	10	15	20	30	40	50
Re	$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00
	$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00
	$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00
	$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,05	1,03	1,02	1,00
	$1 \cdot 10^6$	2,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00

Tab. č.2 Koeficient ϵ_L

Při výpočtech přestupu tepla v širokém rozmezí Pr a Re je možné použít teoretického vzorce [L-3], v němž je respektován vliv turbulence ve vazké podvrstvě (pro proudění blízké izotermickému ; $5000 < Re < 2 \cdot 10^6$; $0,6 < Pr < 3000$)

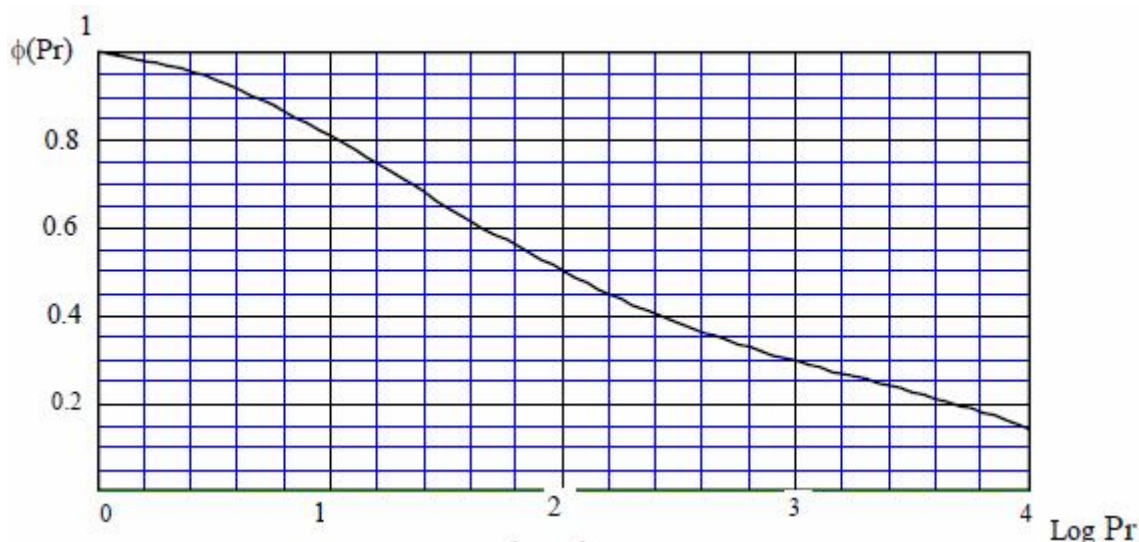
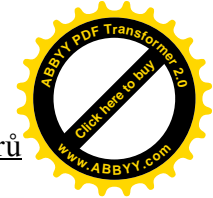
$$Nu = \frac{0,14 * Re * Pr * \sqrt{\lambda * (Re)}}{\ln \left(\frac{Re * \sqrt{\lambda * (Re)}}{760} \right) + 2 * \ln \left(\frac{1 + 5 * Pr}{1 + 0,2 * Pr} \right) + 2,4 * Pr * \Phi * (Pr)} \quad (4.2.10)$$

λ je součinitel hydraulického tření pro hladké potrubí, který je závislý na Re , a jehož hodnotu je možno vypočíst podle vztahů (1.4.1.7; 1.4.1.8):

$$\lambda(Re) = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad \text{pro } 5000 < Re < 10^5$$

$$\lambda(Re) = \frac{1}{(1,82 * \log(Re) - 1,64)^2} \quad \text{pro } Re > 10^5$$

$\Phi(Pr)$ se odečte v diagramu na obr. 6.



Obr.č 6

V oblasti kde $Pr > 100$ je možno s dostatečnou přesností nahradit vztah (4.2.10) vztahem:

$$Nu = 0,023 * Pr^{0,4} * Re^{0,8} \quad (4.2.11)$$

Pro neisotermické proudění je nutno tyto vztahy upravit součinitelem ε_t obsahujícím vliv teploty. U plynů pro $0,5 < T_{st}/T_0 < 1$ platí :

$$\varepsilon_t = 1,27 - 0,27 * \frac{T_{st}}{T_0} \quad (4.2.12)$$

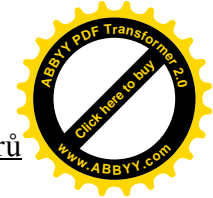
A pro $1 < T_{st}/T_0 < 3,5$ platí:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{T_{st}}{T_0} \right)^{-0,55} \quad (4.2.13)$$

Pro zkapalněné nekovové látky, jejichž $Pr < 100$, platí pro zahřívání (tj. pro $T_{st} > T_0$):

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,06} \quad (4.2.14)$$

a pro ochlazování:



$$\varepsilon_t = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{st}} \right)^{0,25} \quad (4.2.15)$$

Fyzikální vlastnosti v číslech Pr, Nu, Re a fyzikální vlastnosti plynů jsou ve vztazích (4.2.12-15) vztaženy na střední teplotu kapaliny, hodnota Pr_{st} je vztažena na střední teplotu stěny. Podle [3] platí pro výpočet součinitele přestupu tepla α při turbulentním proudění tekutiny v trubce s vnitřním průměrem D a délkou L kritériální rovnice ($0,6 < \text{Pr} < 200$; $\text{Re} > 10^4$):

$$\text{Nu} = \frac{0,023 * \text{Pr}^{0,4} * \text{Re}^{0,8}}{1 + 2,14 * \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right) * \text{Re}^{-0,1}} \quad (4.2.16)$$

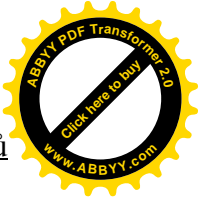
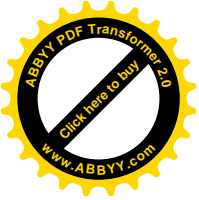
Určující teplotou je zde ale střední aritmetická teplota tekutiny vypočtená podle (4.2.7). V kruhovém potrubí leží přechodová oblast proudění i výměny tepla v rozsahu Reynoldsových čísel od 2300 do 5000 až 7000. Hodnoty součinitelů hydraulického odporu a přestupu tepla nejsou v této oblasti stabilní a velmi závisejí na podmínkách, za kterých bylo měření vykonáno. To se projevuje na malé přesnosti výpočtu přestupu tepla v přechodové oblasti Reynoldsových čísel. Pro kruhové potrubí se doporučuje při $\text{Pr} > 0,5$ použít při výpočtu interpolační logaritmické přímky mezi hodnotami Nu pro $\text{Re} = 2300$ podle vzorce pro laminární proudění (4.2.2,3,4 nebo 5) a Nu pro $\text{Re} = 5000$ podle vzorce pro vyvinuté turbulentní proudění. Vzhledem k nestabilitě není nutné uvažovat vliv teplotního faktoru. V publikaci [4] je uváděn tzv. Gnielinského vztah ve tvaru ($10^6 > \text{Re} > 2300$; $0,6 < \text{Pr} < 10^3$; $L/D > 1$):

$$\text{Nu} = \frac{x_5 * (\text{Re} - 1000) * \text{Pr}}{1 + 12,7 * \sqrt{x_5 * \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}} * \left(1 + y_1^{\frac{2}{3}} \right) * y_2 \quad (4.2.17)$$

$$\text{Kde } x_5 = \frac{1}{8} * (1,82 * \log(\text{Re}) - 1,64)^{-2} \quad (4.2.18)$$

y_1 se vypočítá podle (4.2.9)

$$y_2 = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^a$$



Vzhledem k nespojitosti je doporučeno omezit platnost vztahu pro laminární proudění (4.2.8) hodnotou $Re = 2000$ a do oblast mezi $Re = 2000$ a $Re = 2300$ proložit přímkou. Určující teplotou je střední teplota kapaliny podle (4.2.7).

4.3. Součinitel přestupu tepla při vnějším obtékání těles

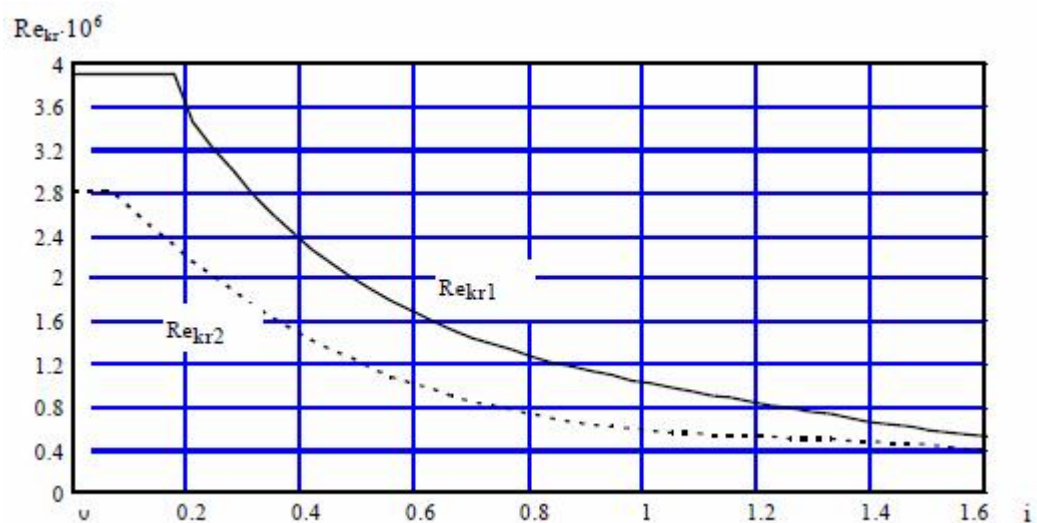
4.3.1. Přestup tepla na desce

Přestup tepla při laminárním proudění

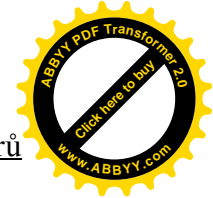
Při obtékání desky nekonečným proudem s nulovým gradientem tlaku je možné stanovit souřadnice přechodu z laminární mezní vrstvy do přechodové oblasti x_{kr1} a souřadnice přechodu z přechodové oblasti do turbulentní mezní vrstvy x_{kr2} pomocí křivek na obrázku č.7. V tomto obrázku značí :

$$Re_{kr1} = \frac{W_o * x_{kr1}}{\nu} \quad (4.3.1)$$

$$Re_{kr2} = \frac{W_o * x_{kr2}}{\nu} \quad (4.3.2)$$



Obr.č. 7 Kritické hodnoty Re na desce



Intensita turbulence proudu i je charakterizována poměrem čtverců flukтуаční rychlosti a střední rychlosti proudu (tzv. Kármánovo číslo):

$$i = \sqrt{\frac{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}{3 * w_o^2}} \quad (4.3.3)$$

Obtékání desky nerozrušeným laminárním proudem je možno přesně řešit řešením rovnice sdílení tepla a rovnice kontinuity pro nestlačitelnou mezní vrstvu. Kromě toho je známo přibližné řešení, které má pro konstantní fyzikální vlastnosti po zavedení podobnostních čísel tvar $((Re < 5 * 10^5) ; Pr > 0,5 ; T_{st} = konst.)$:

$$Nu = 0,67 * Pr^{0,33} * Re^{0,5} \quad (4.3.4)$$

Nusseltovo číslo s pruhem je střední hodnota Nusseltova čísla na úseku L . Uvedený rozsah Re je jen přibližný. Ve skutečnosti je konec laminární oblasti proudění a začátek turbulentní oblasti závislí na intensitě turbulence, jak je uvedeno na obrázku č. 3. [3]

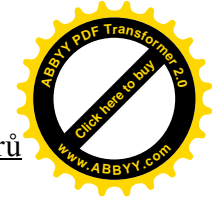
Přestup tepla při turbulentním proudění

Známe-li hodnotu intenzity turbulence přitékajícího proudu, lze hodnotu Reynoldsova čísla pro konec přechodové oblasti určit pomocí obr.3. Pokud intenzitu turbulence neznáme, je možno předpokládat turbulentní mezní vrstvu od $Re=5*10^5$. Hodnota Nusseltova čísla má na úseku délky L střední hodnotu :

$$Nu = 0,035 * Pr^{0,33} * Re^{0,8} \quad (4.3.5)$$

Přechodové proudění

Přesný výpočet přestupu tepla v přechodové oblasti není, pro její velkou nestabilitu, možný. Je jej možné určit pouze pomocí přibližného interpolačního vzorce, který má tvar :



$$Nu = C * Pr^{0,33} * Re^n \quad (4.3.6)$$

$$n = \frac{\log(0,035 * Pr^{0,33} * Re_{kr2}^{0,8}) - \log(0,067 * Pr^{0,33} * Re_{kr1}^{0,5})}{\log(Re_{kr1}) - \log(Re_{kr2})} \quad (4.3.7)$$

$$C = 0,67 * Re_{kr1}^{0,5-n} \quad (4.3.8)$$

Podle [5] je možné vypočítat součinitel přestupu tepla pro případ obtékání částečně vytápěné desky ($10^7 > Re > 5 \cdot 10^5$) :

$$Nu = 0,028 * Re^{0,8} * \left[1 + 0,4 * \left(\frac{L_0}{L} \right)^{2,75} \right] \quad (4.3.9)$$

L_0 je délka nevytápěného úseku. Určující teplotou je pro kinematickou viskozitu v náběhová teplota tekutiny T a pro tepelnou vodivost λ střední teplota termokinetické mezní vrstvy $T_{stř}$, kterou je možné vypočítat podle vztahu :

$$T_{stř} = 0,5 * (T_{st} + T) \quad (4.3.10)$$

kde T je teplota nenarušeného proudu tekutiny.[5]

4.3.2. Přestup tepla při příčném obtékání válce

Při příčném obtékání válce se na jeho čelní ploše tvoří mezní vrstva mající vždy konečnou tloušťku v oblasti mezi náběžným bodem a bodem odtržení. Poloha bodu odtržení závisí na Reynoldsově čísle. Posouvání bodu odtržení ovlivňuje průběh závislosti středního součinitele přestupu tepla i součinitele aerodynamického odporu na Re . Intenzita přestupu tepla se mění po obvodu válce nestejnoměrně (viz. obr. č.8).

Proto je v dále uvedených vztazích určena střední hodnota Nusseltova čísla, která se podle [3] určí ze vztahu ($Pr < 350$):

$$Nu = C * Re^m * Pr^n \quad (4.3.11)$$

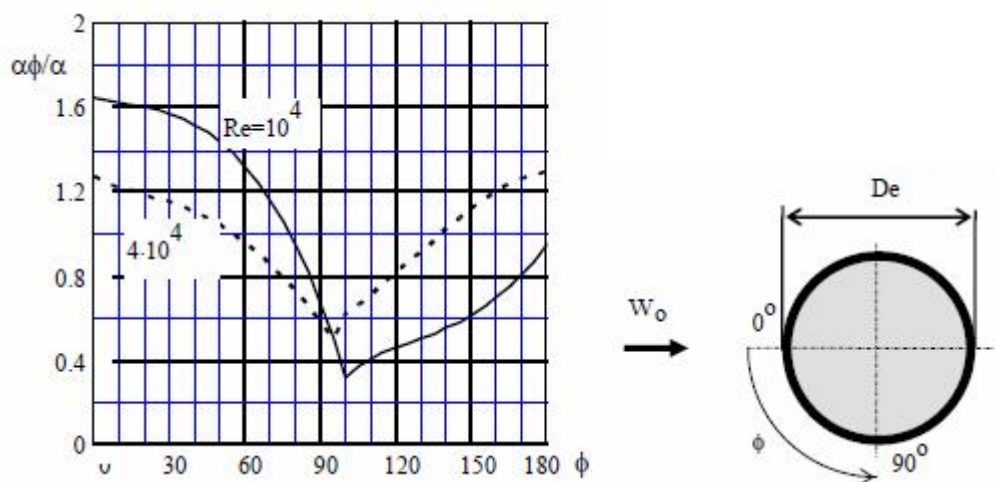
Kde Nusseltovo číslo s pruhem je střední hodnota Nusseltova čísla na obvodu válce. Určující teplota je teplota přitékajícího proudu tekutiny. Hodnota součinitele C a exponentu m se určí z tabulky č.3. Hodnota exponentu Prandtlova čísla n leží v rozmezí $n = 0,31$ až $n = 0,40$. Pro sjednocení výpočtů lze uvažovat průměrnou hodnotu $n = 0,35$.

Re		C	m
od	do		
0,1	4	0,990	0,305
4	50	0,860	0,410
8	$1 \cdot 10^3$	0,590	0,470
$1 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^3$	0,665	0,470
$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^4$	0,220	0,600
$5 \cdot 10^4$	-	0,026	0,800

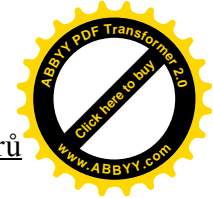
Tab. č.3. Hodnoty součinitele C a koeficientu m při obtékání válce

Vliv teploty válce lze přibližně uvažovat vynásobením součinitele C hodnotou

$$(Pr_0 / Pr_{st})^{0,25}$$



Obr. č.8 Změna intenzity přestupu tepla podél obvodu válce pro $Pr=0,72$



Kriteriální rovnice pro přestup tepla při kolmém obtékání jednotlivého válce má pro teplotu povrchu trubky $T_{st} = 373 \text{ K}$ tvar ($0,0189\text{mm} < D_e < 150\text{mm}$; $1 < Re < 4 \cdot 10^5$)

$$Nu = C_1 * Re^n * \left(\frac{Pr}{Pr_a} \right)^{0,31} \quad (4.3.12)$$

pro vyšší teploty v mezích $373\text{K} < T_{st} < 1273$ platí :

$$Nu = C_2 * Re^n * \left(\frac{T_{st}}{T} \right)^{0,25} * \left(\frac{Pr}{Pr_a} \right)^{0,3} \quad (4.3.13)$$

Určující teplota termokinetických veličin a čísla Pr a Pr_a je střední teplota mezní vrstvy T_{stf} vypočtená ze vztahu (4.3.10). Hodnoty součinitelů C_1 a C_2 a koeficientu n jsou uvedeny v tabulce č.4.

Re		C	m	n
od	do			
1	4	0,8910	0,8720	0,330
4	40	0,8210	0,8020	0,385
40	$4 \cdot 10^3$	0,6150	0,6000	0,466
$4 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^4$	0,1740	-	0,618
$4 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^5$	0,0239	-	0,805

Tab. č.4 Hodnoty součinitele C_1, C_2 a koeficientu n při obtékání válce podle [3]

Podle [3] je možné pro výpočet kolmého obtékání válce použít vztah ($5 < Re < 2 \cdot 10^6$):

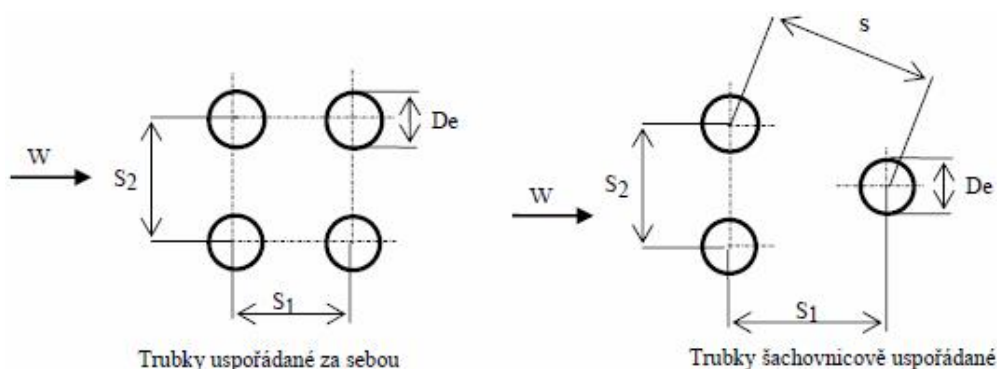
$$Nu = K * Re^m * Pr^n * \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \quad (4.3.14)$$

Hodnotu koeficientu K a exponentů m a n je nutné odečíst z tabulky číslo 5.

Re		K	m	n
od	do			
5	4	0,500	0,50	0,38
$1 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^5$	0,250	0,60	0,38
$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	0,023	0,80	0,37

Tab. č.5. Hodnoty součinitele K a koeficientů m a n při obtékání válce – podle [5]

4.3.3. Přestup tepla při příčném obtékání svazku trubek

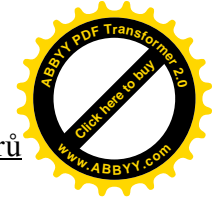


Obr. č.9.

- $6 \cdot 10^3 < Re < 120 \cdot 10^3$ pro malou rozteč trubek
- $6 \cdot 10^3 < Re < 400 \cdot 10^3$ pro velkou rozteč trubek

Fyzikální vlastnosti jsou určeny teplotou přitékajícího proudu tekutiny. Určující rychlost je rychlost v nejužším průřezu svazku.

Při obtékání svazku trubek jsou podmínky pro první řadu trubek jen málo odlišné od poměrů kolem jednotlivé trubky. V následujících řadách se vlivem intenzivnější turbulence proudu intenzita přestupu tepla zvyšuje. V důsledku tvoření aerodynamického úplavu za prvními řadami trubek se mění i charakter obtékání druhé a následujících řad trubek. Charakter průtoku se prakticky ustálí ve čtvrté řadě při šachovnicovém uspořádání a od sedmé řady při uspořádání trubek za sebou.

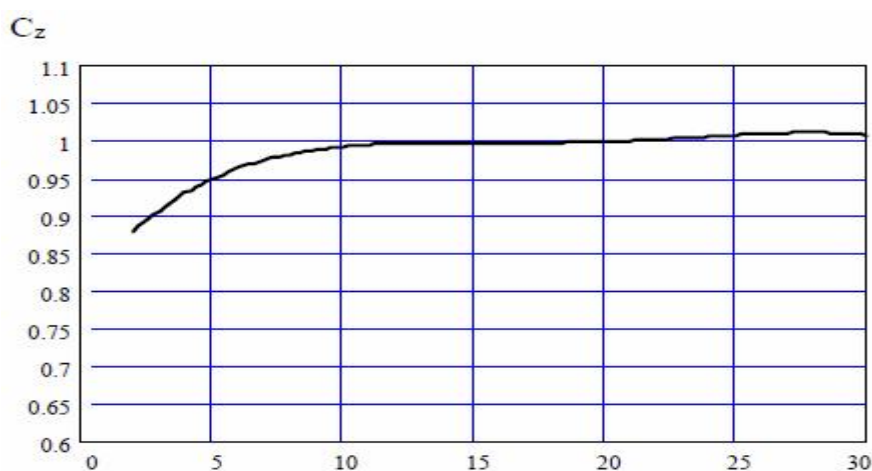


Přestup tepla při obtékání svazku hladkých trubek uspořádaných za sebou

Vztahy pro výpočet součinitele přestupu tepla s opravou na Pr :

$$Nu = 0,2 * C_z * Pr^{0,35} * Re^{0,64} \quad (4.3.15)$$

kde C_z je opravný součinitel na počet řad trubek v podélném směru viz. obr.10. Při vyšších hodnotách Re (tj. pro $Re > 120 \cdot 10^3$ pro malou a $Re > 400 \cdot 10^3$ pro velkou rozteč trubek) se hodnota exponentu u Re zvětšuje, a to až na 0,79 pro svazky za sebou a 0,94 pro svazky šachovnicově uspořádané.

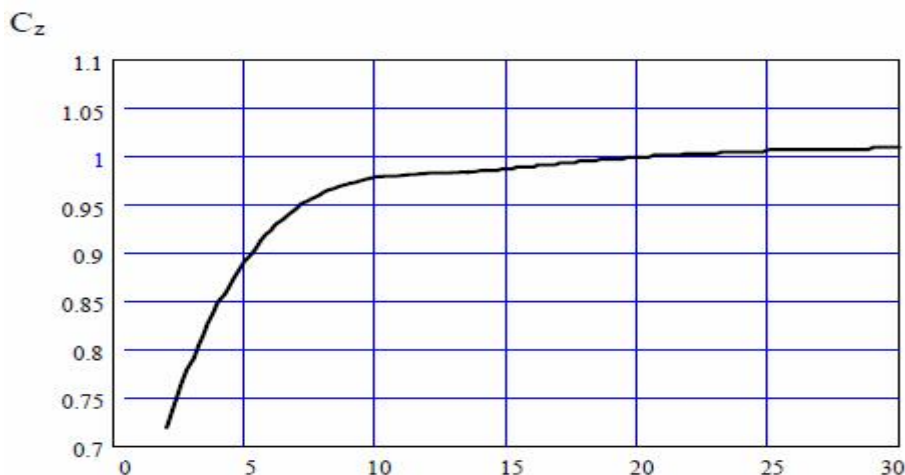


Obr. č.10 Korekce C_z pro trubky za sebou

• **Přestup tepla při šachovnicovém uspořádání trubek**

$$Nu = 0,334 * C_z * \left(\frac{s_1 - D_e}{s - D_e} \right) * Pr^{0,35} * Re^{0,6} \quad \text{pro } \frac{s_1 - D}{s - D} \geq 0,7 \quad (4.3.16)$$

$$Nu = 0,35 * C_z * Pr^{0,35} * Re^{0,6} \quad \text{pro } \frac{s_1 - D}{s - D} \leq 0,7 \quad (4.3.17)$$



Obr.č.11 Korekce C_z pro šachovnicově uspořádané trubky

Hodnota součinitele C_z pro šachovnicově uspořádaný svazek trubek je na obrázku č.11. Pro svazky se šachovnicovým uspořádáním se při větších hodnotách Re zvětšuje hodnota Re až na 0,94. (Podle jiných údajů se při rozmístění trubek ve vrcholech rovnostranného trojúhelníka zvětší exponent na 0,8 pro Re ležící v oblasti 10^5 až 10^6). $s_1, s \dots$ se určí podle obrázku č.9

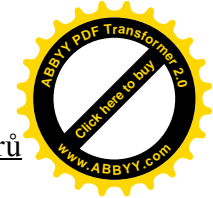
Pro $10 < Re < 10^6$; $0,6 < Pr < 1000$; $z \geq 10$

Charakteristický rozměr je délka proudnice je $l = \pi \cdot D_e / 2$. Určující rychlost je rychlost v trubkovém svazku. Určující teplota je střední teplota proudu pracovní látky, která se určí jako aritmetický průměr teploty pracovní látky před a za svazkem. Pro určení přestupu tepla v případě obtékání svazku trubek lze použít rovnice ve tvaru:

$$Nu = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) * y_2 * y_3 * y_4 \quad (4.3.18)$$

$$Nu_{lam} = 0,664 * \sqrt{Re^{0,8} * Pr^{0,33}} \quad (4.3.19)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 * Re^{0,8} * Pr}{1 + 2,443 * Re^{-0,1} * \left(Pr^{\frac{2}{3}-1} \right)} \quad (4.3.20)$$



Součinitel y_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně vlivu směru tepelného toku. Pro kapaliny platí :

$$y_2 = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^a \quad (4.3.21)$$

- $a = 0,25$ pro směr tepelného toku do mezitrubkového prostoru
- $a = 0,11$ pro směr tepelného toku z trubkového prostoru

Pro plyny platí:

$$y_2 = \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^a \quad (4.3.22)$$

- $a = 0,25$ pro směr tepelného toku do mezitrubkového prostoru
- $a = 0$ pro směr tepelného toku z mezitrubkového prostoru

Součinitel y_3 zohledňuje převod součinitele tepla z řady na svazek trubek a pro za sebou uspořádané trubky má tvar:

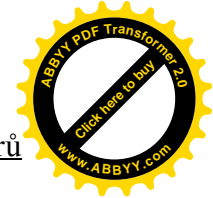
$$y_3 = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} * \frac{\frac{x_2}{x_1} - 0,3}{\left(\frac{x_2}{x_1} + 0,7 \right)^2} \quad (4.3.23)$$

Pro trubky uspořádané šachovnicově (pro úhly uspořádání 30° , 45° , 60°) má tvar :

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 * x_2} \quad (4.3.24)$$

ψ je takzvaná mezerovitost, kterou lze určit ze vztahů :

$$\bullet \quad \psi = 1 - \frac{\pi}{4 * x_1} \quad \text{pro } x_2 \geq 1 \quad (4.3.25)$$



$$\bullet \quad \psi = 1 - \frac{\pi}{4 * x_1 * x_2} \quad \text{pro } x_2 < 1 \quad (4.3.26)$$

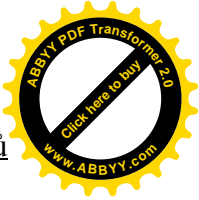
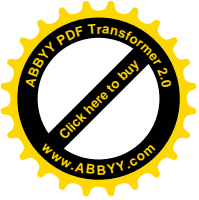
$$x_1 = \frac{s_2}{D_e} \quad (4.3.27)$$

$$x_2 = \frac{s_1}{D_e} \quad [4] \quad (4.3.28)$$

5. Princip kondenzátoru brýdových par

5.1. Brýdová pára

Nadrcená kafilerní surovina se musí tepelně a tlakově sterilizovat a následně usušit, což se provádí v destruktoru. Při sušení této suroviny se odpařuje velké množství



vody a to jak volné tak i vody vázané. Vznikající odpar se nazývá brýdová pára. tato brýdová pára má velmi specifické vlastnosti:

- Je velmi agresivní- materiály, které s ní přijdou do styku, musí být korozivzdorné
- Je mastná
- Nese mechanické nečistoty – např. kousky umělohmotných značek dobytka apod.
- Obsahuje úlet v podobě vysušené moučky

5.2. Proč musí kondenzace probíhat uvnitř trubek

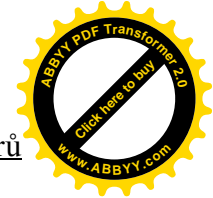
Při operacích vaření, sušení a zejména odtlakování po sterilizaci, dochází k úletu mechanických nečistot do kondenzátorových cest a v horším případě až do kondenzátoru, což má za následek zanášení teplosměnných ploch a tím pádem i snižování chladicího výkonu kondenzátoru. Proto mají kondenzátory pro kafilérie

odklopná čela, aby se trubky daly čistit. Toto je hlavní důvod nutné kondenzace uvnitř trubek. Pokud by kondenzace probíhala na trubce, tak jako třeba u kondenzátorů parních turbín, nedal by se povrch trubek dobře čistit a kondenzátor by byl po nějaké době zanesen a neschopen dalšího provozu.

Výše uvedené zkušenosti velmi eliminují možnou konstrukci kondenzátoru a to zejména z toho důvodu, že kondenzátor se musí velmi často čistit. Nalepené nečistoty totiž snižují jeho výkon, jež se projevuje zvýšením teploty brýdového kondenzátu až v nejhorším případě jeho ucpáním.

5.3. Systémy kondenzace

Při sušení kafilerní suroviny se odpaří cca 60% z celkového objemu sušeného množství. Vzniklé brýdové páry, se musí zkondenzovat a vzniklý brýdový kondenzát se odvádí na čistírnu odpadních vod k vyčištění a následnému vypouštění do vodoteče.



V zásadě existují a používají se dva systémy kondenzace, a to pomocí:

- Vzduchových kondenzátorů
- Vodních kondenzátorů

5.3.1. Pomocí vzduchových kondenzátorů

U vzduchových kondenzátorů probíhá kondenzace brýdových par uvnitř trubek, jako chladicí médium je používán okolní vzduch. Ke kondenzaci dochází nepřímým ochlazováním chladicím vzduchem, který se v zařízení ohřívá, ale jinak nezneškodňuje. Kondenzace pracuje samočinně a jednotlivé aparáty jsou provedeny tak, že zařízení má pouze jeden pracovní okruh, a to okruh kondenzační.



Obr. č.12 Vzduchový kondenzátor

5.3.2. Pomocí vodních kondenzátorů

U vodních kondenzátorů probíhá kondenzace rovněž uvnitř trubek a jako chladicí médium je používána voda, která je následně ochlazována ve chladicích věžích vzduchem. Ke kondenzaci dochází nepřímým ochlazováním chladicí vodou, která se v zařízení ohřívá, ale jinak nezneškodňuje. Kondenzace pracuje samočinně a

jednotlivé aparáty jsou propojeny tak, že zařízení má dva samostatně od sebe oddělené pracovní okruhy.

- Okruh kondenzační – brýdových par a brýdové vody
- Okruh chladicí – chladicí (cirkulační) vody



Obr.č.13 Vodní kondenzátor bez víka



Obr.č.14 Vodní kondenzátor [6]

6. Vodní kondenzace

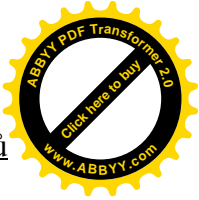
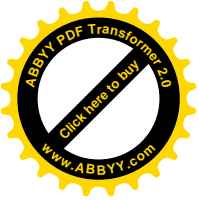
6.1. Zvolené hodnoty kondenzátoru

- ležatý (kvůli čištění)
- nerezový materiál (agresivní brýdová pára)
- odklopná čelní víka (snadný přístup k trubkovnicím)
- délka trubky (2m)
- trubka ($\Phi 45 \times 3$)

Ke kondenzaci brýdových par v zařízení dochází nepřímým ochlazováním chladicí vodou, která se v zařízení ohřívá, ale jinak neznechodocuje. Jako kondenzační prostor slouží prostor trubek.

Maximální hodnota odparu brýdových par

$$Q_{b \max} = 1050 \text{ kg/hod} \quad (6.1.1)$$



Je nutné si uvědomit, že k odparu této velikosti tj. 1050kg/h dochází pouze v jedné fázi sušení a to zhruba po dobu max. hodiny. V ostatních fázích je odpar brýdových par výrazně nižší.

Průtočná plocha přívodního potrubí

$$S = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0,25^2}{4} = 0,0491 \text{ m}^2 \quad (6.1.2)$$

Maximální rychlost brýdových par při maximální hodnotě odparu

$$V_{\max} = \frac{Q_{B \max}}{3600 * \rho * S} = \frac{1050}{3600 * 0,5897 * 0,0491} = 10,07 \text{ m/s} \quad (6.1.3)$$

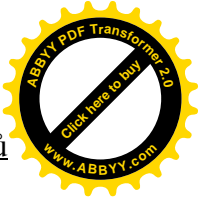
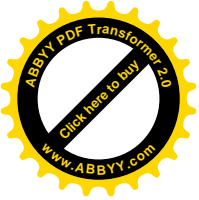
Pro zjednodušení výpočtu budu uvažovat 0% obsah nezkondenzovaných plynů v brýdové páře a tedy, že brýdová pára bude přiváděna do kondenzátoru o atmosférickém tlaku $p=101325 \text{ Pa}$ a teplotě $t=100^\circ\text{C}$

Brýdová pára	100°C
Brýdový kondenzát	27°C
Chladicí voda	20°C
Chladicí voda výstup	35°C

Tab.č.6 Předpokládané teploty

6.2. Výpočet součinitele tepla brýdová pára – stěna v sekci I.

Pro dosažení turbulentního proudění je vhodné zvolit rychlost v rozsahu 5-10m/s, volím 9m/s

**Objemový průtok:**

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{1050}{0,5897} = 0,495 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.2.1)$$

Celková plocha

$$S_1 = \frac{V}{v} = \frac{0,495}{9} = 0,055 \text{ m}^2 \quad (6.2.2)$$

Počet trubek

$$N_{tr} = \frac{4 * S_1}{\pi * d^2} = \frac{4 * 0,055}{\pi * 0,036^2} = 39,66 \quad \text{volím 40 trubek} \quad (6.2.3)$$

Celková průtočná plocha

$$S_p = N_{tr} * S_{tr\Phi 42} = 40 * \frac{\pi * d^2}{4} = 0,048 \text{ m}^2 \quad (6.2.4)$$

Korekce rychlosti

$$v_p = \frac{1050}{3600 * \rho * S} = \frac{1050}{3600 * 0,5897 * 0,048} = 10,35 \text{ m/s} \quad (6.2.5)$$

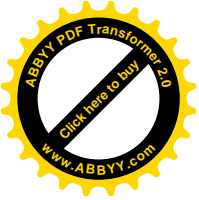
Výpočet Reynoldsova čísla

$$\text{Re} = \frac{v_p * D}{\nu} = \frac{10,35 * 0,039}{2,08 * 10^{-5}} = 19407,86 \quad (6.2.6)$$

Protože v literatuře není popsán princip kondenzace uvnitř vodorovných trubek, musím použít vzorec pro kondenzaci na vnějším povrchu vodorovné trubky. Pro výpočet Nu čísla použiji Nusseltův vzorec odvozený pro kondenzaci na vnějším povrchu vodorovné trubky.

$$\text{Nu} = 0,724 * \sqrt[4]{\text{Ga} * \text{Pr} * K} = 0,724 * \sqrt[4]{3773076,9 * 1,0146 * 18,562} = 66,47 \quad (6.2.7)$$

Tento výpočet je určen pro blánovou kondenzaci a to pro kondenzaci na vnějším povrchu osamocené vodorovné trubky. V kondenzátoru je, ale velké množství trubek v řadách různě uspořádaných. Trubky ve spodních řadách mají horší přestupní součinitel, neboť jsou zalévány kondenzátem z horních trubek, čímž je vodní film na



níže položených trubkách silnější. To má za následek zhoršený přestup tepla. Proto součinitel přestupu tepla α vztažený na celou plochu kondenzátoru je menší než udávají výrazy pro osamocenou trubku a musí se tedy korigovat v závislosti na počtu řad a jejich vzájemné uspořádání.

U kondenzace uvnitř trubek k takovému ději nedochází. Dále je nutné předpokládat, že kondenzace bude kapková a to z toho důvodu, že brýdová pára je velice mastná. Při kapkové kondenzaci se dosáhne mnohonásobně větších přestupních součinitelů než u kondenzace blánové.

Galileovo kritérium

$$Ga = \frac{g * L^3}{\nu^2} = \frac{9,81 * 2^3}{2,08 * 10^{-5}} = 3773076,9 \quad (6.2.8)$$

Kritérium fázové přeměny

$$K = \frac{r}{C_p * \Delta t} = \frac{2506 * 10^3}{2,077 * 10^3 * (373,15 - 308,15)} = 18,56 \quad (6.2.9)$$

Součinitel přestupu tepla

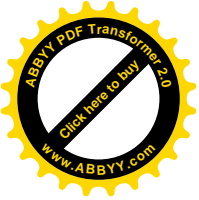
$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{D} = \frac{66,47 * 0,02508}{0,039} = 42,74 \text{ W/m}^2 * \text{K} \quad (6.2.10)$$

Jak je vidět součinitel přestupu tepla α vyšel mnohonásobně menší než by se dalo předpokládat. A to z výše uvedených důvodů.

Abychom si udělali představu o chybě výsledku, literatury uvádějí, že při kapkové kondenzaci (podle teplotního spádu) se přibližná hodnota teplotního součinitele α pohybuje od $10^4 - 10^5 \text{ W/m}^2 * \text{K}$. Můžeme li předpokládat, že hodnota součinitele přestupu α bude alespoň třetinová vzhledem k uváděné spodní hranici, vyjde nám $\alpha = 3000 \text{ W/m}^2 * \text{K}$. Tato hodnota nám představuje reálnější údaj

Předpokládám, že první sekce, ve které dojde k úplné kondenzaci, tvoří čtvrtinu celkové plochy kondenzátoru.

I. sekci tvoří 40 trubek $40 * 4 = 160$ trubek celkem



Při optimálním pravoúhlém uspořádání a zachování minimálních rozměrů pro výrobu, vyšel kruh o průměru 1234 mm. Do něj lze rozmístit 14 řad o celkovém počtu 164 trubek. Pro druhou sekci tedy volím 124 trubek.

6.3. Výpočet součinitele přestupu tepla chladící voda – stěna v I. Sekci

Aby mi chladící voda co nejlépe obtékala všechny trubky po celé jejich délce a bylo dosaženo co nejvyššího α , volím v mezitrubkovém prostoru 4 přepážky pro umístění toku chladící vody. Tyto přepážky mezitrubkový prostor rozdělí na přibližně stejně velké úseky.

Volba umístění přepážek

- 1. přepážka mezi 3 a 4 řadou trubek
- 2. přepážka mezi 6 a 7 řadou trubek
- 3. přepážka mezi 8 a 9 řadou trubek
- 4. přepážka mezi 11 a 12 řadou trubek od shora

Průtočná plocha chladícího úseku

Plocha trubek

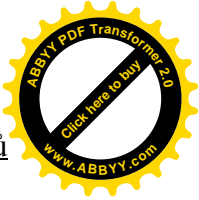
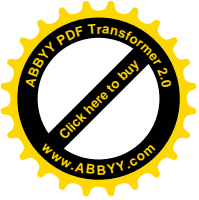
$$S_{tr} = \text{počet trubek} * \frac{\pi * d^2}{4} = 28 * \frac{\pi * d^2}{4} = 0,038 \text{ m}^2 \quad (6.3.1)$$

Plocha kruhové výseče

$$S_v = \frac{1}{2} * (r * l - t * (r - v)) = \frac{1}{2} * (0,617 * 1,24 - 1,04 * (0,617 - 0,285)) = 0,21 \text{ m}^2 \quad (6.3.2)$$

Průtočná plocha

$$S_{pr} = S_v - S_{tr} = 0,21 - 0,038 = 0,172 \text{ m}^2 \quad (6.3.3)$$

**Rychlost chladicí vody v chladicím úseku**

$$v_l = \frac{V_{ch}}{S_{pr}} = \frac{0,013}{0,172} = 0,075 \text{ m/s} \quad (6.3.4)$$

Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{v_p * d}{\nu} = \frac{10,35 * 0,045}{2,08 * 10^{-5}} = 22391,82 \quad (6.3.5)$$

Nusseltovo číslo se doporučuje počítat podle dvou autorů

$$Nu_1 = 0,23 * Re^{0,65} * Pr^{0,33} * \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right) * \varepsilon_s$$
$$Nu_1 = 0,23 * 22391,82^{0,65} * 4,8267^{0,33} * \left(\frac{4,8267}{2,99} \right)^{0,25} * 0,67 = 196,329 \quad (6.3.6)$$

Nusseltovo číslo podle Hausenovy rovnice

$$Nu_2 = 0,024 * \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{\frac{2}{3}} * Re^{0,8} * Pr^{0,33} * \left(\frac{\eta}{\eta_s} \right)^{0,14}$$
$$Nu_2 = 0,024 * \left(1 + \left(\frac{0,045}{2} \right) \right)^{\frac{2}{3}} * 22391,82^{0,65} * 4,8267^{0,33} * \left(\frac{0,0007193}{0,0004717} \right)^{0,14} = 131,224$$

Průměrná hodnota Nusseltova čísla

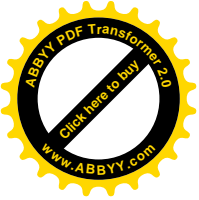
$$Nu = \frac{Nu_1 + Nu_2}{2} = \frac{196,329 + 131,224}{2} = 163,776 \quad (6.3.8)$$

Součinitel přestupu tepla α

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{d} = \frac{163,776 * 0,6233}{0,045} = 2268,48 \text{ W/m}^2 * \text{K} \quad (6.3.9)$$

Chladicí výkon I. sekce

$$Q_{I.sekce} = N_{tr} * L * q$$



$$Q_{I.sekce} = 40 * 2 * \left(\frac{\pi * 100 - 35}{\frac{1}{3000 * 0,039} + \frac{1}{2 * 13,1} * \ln \frac{0,045}{0,039} + \frac{1}{2268,48}} \right) = 1006958,58 \text{ W} \quad (6.3.10)$$

6.4. Výpočet součinitele tepla brýdová pára – stěna v sekci II.

Přepážky usměrňují průtok, budou uspořádány tak, aby bylo dosaženo souvislého rovnoměrného průtoku brýdového kondenzátu jednotlivými tahy složenými z několika trubek. Protože výpočet po jednotlivých tazích by byl velice zdlouhavý a výsledek by byl stejně zatížen velikou chybou způsobenou nutnými odhady, které tak jako tak musíme provést, zjednoduším výpočet tedy zavedením středních hodnot pro celou II. sekci.

Vstupní hodnota chladicí vody	20°C
Odhadnutá teplota na konci I.sekce	27°C
Průměrná teplota	23,5°C

Tab.č.8 Odhadované teploty

Rychlost je téměř shodná s rychlostí v prvním úseku $v_1 = 0,075 \text{ m/s}$

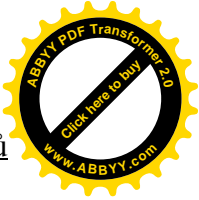
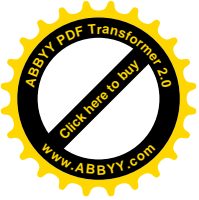
Výpočet Reynoldsova čísla

$$\text{Re} = \frac{v_l * d}{\nu} = \frac{0,075 * 0,045}{9,29 * 10^{-7}} = 3630,39 \quad (6.4.1)$$

Nusseltovo číslo pro obtékání svazku trubek

$$\text{Nu}_1 = 0,23 * \text{Re}^{0,65} * \text{Pr}^{0,33} * \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right) * \epsilon_s$$

$$\text{Nu}_1 = 0,23 * 3630,39^{0,65} * 6,4153^{0,33} * \left(\frac{6,4153}{5,38} \right)^{0,25} * 0,67 = 61,27 \quad (6.4.2)$$



$$Nu_2 = 0,024 * \left(1 + \left(\frac{d}{L}\right)\right)^{\frac{2}{3}} * Re^{0,8} * Pr^{0,33} * \left(\frac{\eta}{\eta_s}\right)^{0,14}$$

$$Nu_2 = 0,024 * \left(1 + \left(\frac{0,042}{2}\right)\right)^{\frac{2}{3}} * 4291,93^{0,65} * 6,4153^{0,33} * \left(\frac{0,0009265}{0,0008016}\right)^{0,14}$$

$$Nu_2 = 32,56 \quad (6.4.3)$$

$$Nu = \frac{Nu_1 + Nu_2}{2} = \frac{61,27 + 32,56}{2} = 46,91 \quad (6.4.4)$$

Součinitel přestupu tepla brýdová pára stěna

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{d} = \frac{46,91 * 0,6046}{0,045} = 646,84 \text{ W/m}^2 * \text{K} \quad (6.4.5)$$

6.5. Výpočet součinitele přestupu tepla brýdový kondenzát–stěna v II. sekci

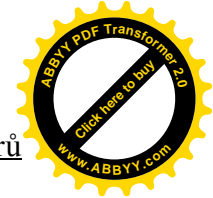
Pro tento výpočet musím použít stejného zjednodušení jako při výpočtu součinitele přestupu tepla chladící voda – stěna.

Výstupní teplota brýdového kondenzátu	27°C
Odhadnutá teplota na konci I.sekce	40°C
Průměrná teplota	33,5°C

Tab.č. 9 Odhadované teploty

Výpočet rychlosti tahu s nejmenším průtočným průřezem

$$v_t = \frac{1050}{3600 * \rho * S_{nejm}} = \frac{1050}{3600 * 994,73 * 0,0102} = 0,058 \text{ m/s} \quad (6.5.1)$$

**Nejmenší průtočný průřez**

$$S_{nejm} = N_{tr} * S_{tr} = 5 * 0,0010 = 0,005 \text{ m}^2 \quad (6.5.2)$$

Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{v_t * d}{\nu} = \frac{0,058 * 0,039}{7,53 * 10^{-7}} = 2542,50 \quad (6.5.3)$$

Nusseltovo číslo pro kondenzátorové trubky Michejev – Mc Adams – Stoevers

$$Nu_1 = 0,0225 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} = 0,0225 * 2542,50^{0,8} * 5,038^{0,34} = 22,76 \quad (6.5.4)$$

Nusseltovo číslo pro turbulentní proudění v trubkách a v kanálech Michejev – Dithus – Boelter

$$Nu_2 = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} * \epsilon l$$

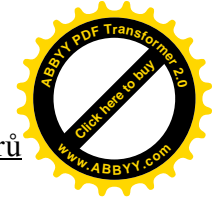
$$Nu_2 = 0,023 * 2542,50 * 5,038^{0,4} * \left(\frac{5,038}{5,38} \right) * 1,02 = 23,35 \quad (6.5.5)$$

Průměrná hodnota Nusseltova čísla

$$Nu = \frac{Nu_1 + Nu_2}{2} = \frac{22,76 + 23,35}{2} = 23,06 \quad (6.5.6)$$

Součinitel přestupu tepla

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{D} = \frac{23,06 * 0,6204}{0,039} = 366,81 \text{ W/m}^2 * \text{K} \quad (6.5.7)$$

**Chladicí výkon II. Sekce**

$$Q_{I.sekce} = N_{tr} * L * q = 40 * 2 * \left(\frac{\pi * (33,5 - 23,5)}{\frac{1}{366,81 * 0,039} + \frac{1}{2 * 13,1} * \ln \frac{0,045}{0,039} + 15,3} \right) =$$

$$Q_{II.sekce} = 67459,59 \text{ W} \quad (6.5.8)$$

Celkový chladicí výkon

$$Q_{celk} = Q_{I.sekce} + Q_{II.sekce} = 1006958,58 + 67459,59 = 1074418 \text{ W} \quad (6.5.9)$$

6.6. Hydraulické ztráty**Ztráty v chladicí vodě**

Ztráty místní ve vstupním hrdle: $\zeta = 0,92$

$$P_{zm1} = \zeta * \frac{v_l^2}{2} * \rho_{H_2O} = 0,92 * \frac{0,075^2}{2} * 1000 = 2,58 \text{ Pa} \quad (6.6.1)$$

Ztráty místní při obtékání trubek: $\zeta = 20,8$

$$\zeta_0 = 0,13$$

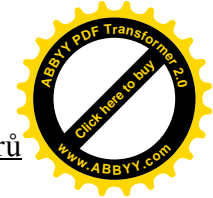
$$\zeta = \zeta_0 * N_{tr} = 0,13 * 160 = 20,8 \quad (6.6.2)$$

$$P_{zm2} = \zeta * \frac{v_l^2}{2} * \rho_{H_2O}$$

$$P_{zm2} = 20,8 * \frac{0,075^2}{2} * 1000 = 58,5 \text{ Pa} \quad (6.6.3)$$

Ztráty místní při obtékání přepážek: $\zeta = 8$

$$\zeta_0 = 2$$



$$\zeta = \zeta_0 * N_p = 2 * 4 = 8 \quad (6.6.4)$$

$$P_{z3} = \zeta * \frac{v_l^2}{2} * \rho_{H_2O} 8 * \frac{0,075^2}{2} * 1000 = 5,62 \text{ Pa} \quad (6.6.5)$$

Ztráty místní ve výstupním hrdle: $\zeta = 0,49$

$$P_{z4} = \zeta * \frac{v_l^2}{2} * \rho_{H_2O} = 0,49 * \frac{0,075^2}{2} * 1000 = 1,37 \text{ Pa} \quad (6.6.6)$$

Celkové ztráty v chladicí vodě:

$$P_{zm} = P_{z1} + P_{z2} + P_{z3} + P_{z4} \quad (6.6.7)$$

$$P_{zv} = 2,58 + 58,5 + 5,62 + 1,37 = 68,07 \text{ Pa}$$

Ztráty v brýdové páře a kondenzátu

Ztráty místní ve vstupním hrdle: $\zeta = 0,92$

$$P_{z1} = \zeta * \frac{v^2}{2} * \rho_p = 0,92 * \frac{10,35^2}{2} * 1,52 = 69,92 \text{ Pa} \quad (6.6.8)$$

Ztráty třecí v trubkách:

$$\Lambda = \frac{A}{\text{Re}^n} = \frac{0,316}{19407^{0,25}} = 0,03 \quad (6.6.9)$$

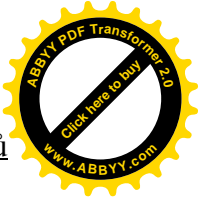
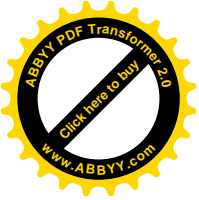
Pro nerezové hladké trubky $A=0,316$

$$n=0,25$$

$$P_{z1} = \Lambda * \frac{l}{D_{C40}} * \frac{v^2}{2} * \rho_p = 0,03 * \frac{2}{0,246} * \frac{10,35^2}{2} * 1,52 = 19,85 \text{ Pa} \quad (6.6.10)$$

Vyústění páry z trubek: $\zeta = 1$

$$P_{z2} = \frac{v^2}{2} * \rho_p = \frac{10,35^2}{2} * 1,52 = 81,41 \text{ Pa} \quad (6.6.11)$$

**Třecí ztráty kondenzátu**

$$m_p = S * v * \rho_p = 0,0491 * 10,35 * 1,52 = 0,772 \text{ kg/s} \quad (6.6.12)$$

$$v_k = \frac{m_p * \rho_p}{D_{C120}} = \frac{0,772 * 1,52}{0,426} = 2,72 \text{ m/s} \quad (6.6.13)$$

$$P_{zt2} = \Lambda * \frac{l}{D_{C120}} * \frac{v_k^2}{2} * \rho_{H_2O} = 0,03 * \frac{2}{0,426} * \frac{2,72^2}{2} * 1000 = 521 \text{ Pa} \quad (6.6.14)$$

Vyústění kondenzátu z trubek: $\zeta = 1$

$$P_{zm3} = \zeta * \frac{v_k^2}{2} * \rho_{H_2O} = 1 * \frac{2,72^2}{2} * 1000 = 3699,2 \text{ Pa} \quad (6.6.15)$$

Ztráty ve výstupním hrdle: $\zeta = 0,92$

$$P_{zm4} = \zeta * \frac{v_k^2}{2} * \rho_{H_2O} = 0,92 * \frac{2,72^2}{2} * 1000 = 3403 \text{ Pa} \quad (6.6.16)$$

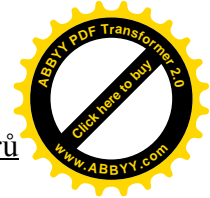
Celkové ztráty v páře:

$$P_{zp} = P_{zm1} + P_{zm2} + P_{zm3} + P_{zt1} + P_{zt2}$$

$$P_{zp} = 69,92 + 81,41 + 3699,20 + 3403 + 19,85 + 521 = 7794,38 \text{ Pa} \quad (6.6.17)$$

Celkové hydraulické ztráty:

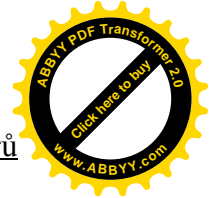
$$P_{zc} = P_{zv} + P_{zp} = 68,07 + 7794,38 = 7862,45 \text{ Pa} \quad [9] \quad (6.6.18)$$



7. Výpočet v programu MS Excel

Tento program slouží jako kontrolní a zároveň je součástí mé práce při návrhu výkonové řady kondenzátorů. Program je navržen tak aby počítal dle zadání výkonovou řadu kondenzátorů s proměnlivým chladícím výkonem od 0,2MW do 1MW.

Program se skládá ze tří tabulek, kde v první tabulce jsou zvolené a rovněž volitelné vstupní hodnoty. Chladící se výkon se ovlivňuje pomocí tří vstupních parametrů, které jsou nastavitelné pomocí pohyblivého jezdce. Na pozici 1. volím potřebnou rychlost k dosažení turbulentního proudění páry, na pozici 2. volím průměr potrubí a na pozici 3. volím délku trubek. Další dvě tabulky zobrazují výsledné hodnoty první a druhé sekce kondenzátoru. Červená plocha je potom celkový chladící výkon. V mém případě je výpočet soustředěný na 1MW chladícího výkonu, taktéž jsou zafixovány jezdce vstupních parametrů. Vizuální náhled viz. příloha č.2



8. Závěr

V této práci jsem se snažil o co nejlepší skloubení požadavků daných zadáním a požadavků které jsou v praxi kladeny na zařízení tohoto druhu. Bohužel se nepodařil přesný výpočet a to zejména z těchto důvodů:

Není znám a přesně popsán princip kondenzace (kapkové) uvnitř vodorovných trubek

- byly použité vzorce pro kondenzaci na vnějším povrchu vodorovných trubek

Množství odhadů

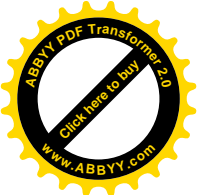
- teplota brýdového kondenzátu
- výstupní teplota vody
- teplota brýdového kondenzátu na výstupu z sekce I
- korekce přestupního součinitele α při kondenzaci

Množství zjednodušení

- Volba vstupní teploty brýdových par
- Střední teplota chladící vody
- Střední teplota brýdového kondenzátu v sekci II.
- Zanedbání nezkondenzovaných plynů

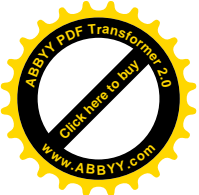
Celkový chladicí výkon vyšel 1,07 MW a celkové hydraulické ztráty 7862 Pa. Zvýše uvedených věcí plyne, že pokud se tento (nebo podobný) kondenzátor nevyrobí a neprovedou se na něm patřičná měření, nebude jasné jak dalece je výpočet vzdálen skutečnosti.

Vypočítaný a navržený kondenzátor by měl fungovat jako samoobslužné zařízení, u kterého se musí kontrolovat pouze výstupní teplota brýdového kondenzátu jakožto indikátoru zanesení teplosměnných ploch. V momentě kdy teplota dosáhne stanovené nejvyšší hodnoty, musí dojít k jeho odstavení a vyčištění.



9. Použitá literatura

- [1] BIRD R.B., Přenosové jevy, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965
(překlad Academia, Praha, 1986)
- [2] STŘEDA, I., Termomechanika, Vydavatelství ČVUT, Praha, 1995
- [3] SAZIMA, M., Sdílení tepla, SNTL, Praha 1993
- [4] NĚMČANSKÝ, J., (VÚCHZ): Směrnice pro projekční navrhování
trubkových výměníků tepla, Brno, 1989
- [5] ŠESTÁK, J., Přenos hybnosti, tepla a hmoty, Vydavatelství ČVUT,
Praha, 1996
- [6] Firemní materiály – Babcovo-Wanson Ltd.
- [7] www.pet.cvut.cz/tv
- [8] www.tenez.cz
- [9] RÉDR, M., PŘÍHODA, M.: Základy tepelné techniky. Praha. SNTL, 1991
ISBN 80-03-00366-0



10. Přílohy

Příloha 1 – Fyzikální vlastnosti brýdové páry, brýdového kondenzátu a vody

Příloha 2 – Zpracování výpočtu kondenzátoru v programu MS Excel

Příloha 3 – Nárys a řezy kondenzátorem – A0

